

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problems Mailbox.**

Request Form for Translation

Translation Branch
The world of foreign prior art to you.
Translations

S. Serial No.: 09/776,409
Requester's Name: John Ford
Phone No.: 308-2636
Fax No.: _____
Office Location: Park 1-11056
Art Unit/Org.: 3743
Group Director: _____
Is this for Board of Patent Appeals? No

PTO 2003-2041
S.T.I.C. Translations Branch

foreign patents

Date of Request: 2/25/03
Date Needed By: 3/25/03
Please do not write ASAP-indicate a specific date)

Phone: 308-0881
Fax: 308-0989
Location: Crystal Plaza 3/4
Room 2C01

Signature Required for RUSH: _____

Document Identification (Select One):

(Note: Please attach a complete, legible copy of the document to be translated to this form)

RECEIVED
2003 FEB 26 AM 11:38
TRANSLATION DIVISION
USPTO SCIENTIFIC LIBRARY

Patent Document No. 3146350
Language German
Country Code DE
Publication Date 1-6-83
No. of Pages _____ (filled by STIC)
Article Author _____
Language _____
Country _____
Other Type of Document _____
Country _____
Language _____

To assist us in providing the most cost effective service, please answer these questions:

Will you accept an English Language Equivalent?

Yes (Yes/No)

Will you accept an English abstract?

No (Yes/No)

Would you like a consultation with a translator to review the document prior to having a complete written translation?

No (Yes/No)

Document Delivery (Select Preference): email
Delivery to nearest EIC/Office Date: 3-11-03 (STIC Only)
Call for Pick-up Date: _____ (STIC Only)
Fax Back Date: _____ (STIC Only)

STIC USE ONLY

Copy/Search

Processor: _____
Date assigned: _____
Date filled: _____
Equivalent found: _____ (Yes/No)

Doc. No.: _____
Country: _____

Remarks: _____

Translation

Date logged in: 2-26-03
PTO estimated words: 1,261
Number of pages: 10
In-House Translation Available: No
In-House: _____ Contractor: _____
Translator: _____ Name: FL
Assigned: _____ Priority: E
Returned: _____ Sent: 2-27-03
Returned: 3-11-03



DEUTSCHES
PATENTAMT

21 Aktenzeichen: P 40 11 826.6-12
22 Anmeldetag: 12. 4. 90
43 Offenlegungstag: —
45 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 1. 8. 91

DE 40 11 826 C 1

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

73 Patentinhaber:

Eduard Küsters Maschinenfabrik GmbH & Co KG,
4150 Krefeld, DE

74 Vertreter:

Palgen, P., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat., 4000 Düsseldorf;
Schumacher, H., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.,
Pat.-Anwälte, 4300 Essen

72 Erfinder:

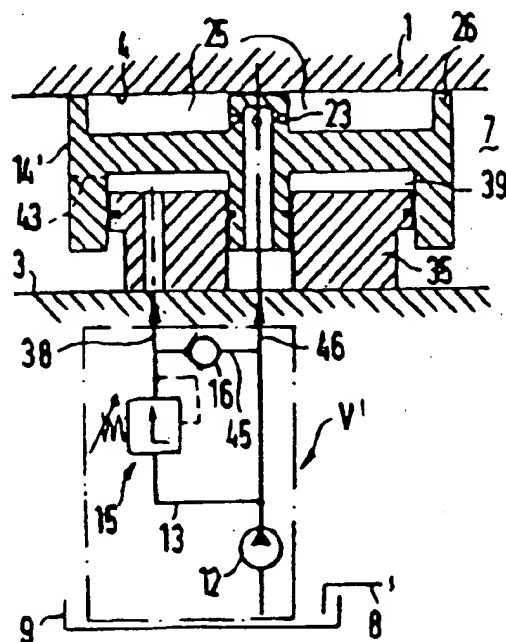
Antrag auf Teilnichtnennung
Kubik, Klaus, 4150 Krefeld, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE 38 35 152 C1
DE 38 13 598 C1
DE-PS 11 93 792
EP 02 52 251 A1

54 Durchbiegungssteuerbare Walze

- 57 Bei einer durchbiegungssteuerbaren Walze mit umlaufen-
der Hohlwalze (1) und feststehendem Querhaupt (3) erfolgt
die Abstützung der Hohlwalze (1) durch längs des Quer-
haupts aufgereihte, gegen den Innenumfang (4) der Hohl-
walze (1) wirkende Stützelemente (14'), die durch den Druck
in einer Zylinderkammer (39) angepreßt werden und separat
davon mit Druckflüssigkeit füllbare Lagertaschen (25) auf-
weisen. Die Zuleitungen (38, 46) zu der Zylinderkammer (39)
bzw. den Lagertaschen (25) sind durch eine Verbindungslei-
tung (45) mit einem Rückschlagventil (16) verbunden, wel-
ches bei einem Leitungsbruch die Zylinderkammer (39)
sofort entlastet und den Anpreßdruck von dem Stützelement
(14') wegnimmt.



DE 40 11 826 C 1

PTO 2003-2040
S.T.I.C. Translations Branch

Die Erfindung bezieht sich auf eine durchbiegungssteuerbare Walze der dem Oberbegriff des Anspruchs 1 entsprechenden Art.

Ein solche Walze gehört durch die nicht veröffentlichte DE-PS 38 35 152 zum Stand der Technik. Bei der DE-PS 38 35 152 entsprechenden Ausführungsform sind für die Lagertaschen in dem Stützelement und dessen Kolben/Zylindereinheit separate, parallel arbeitende Pumpen vorhanden. Es besteht hierbei ein gewisses Havarierisiko im Falle eines Leistungsbruches. Wenn nämlich die Zuleitung zu den Lagertaschen aus irgendeinem Grunde undicht wird und die Lagertaschen nicht mehr genügend Druckflüssigkeit erhalten, um einen stützenden Flüssigkeitsfilm am Rande aufzubauen, und wenn gleichzeitig in der Kolben/Zylindereinheit nach wie vor der volle Druck ansteht, wird das Stützelement mit hohem Druck den Innenumfang der Hohlwalze gepreßt, ohne daß dieser Druck über den trennenden Flüssigkeitsfilm übertragen wird. Es kommt zu metallischer Reibung zwischen dem Stützelement und dem Innenumfang der Hohlwalze und zu alsbaldigen Schäden an beiden. Zwar ist in der Zuleitung zu den Lagertaschen bei der Ausführungsform nach der DE-PS 38 35 152 ein Rückschlagventil vorgesehen, so daß bei einem Bruch der Leitung zwischen der zugeordneten Pumpe und dem Rückschlagelement ein sofortiges Zurückströmen der Flüssigkeit aus den Lagertaschen vermieden wird, doch bauen sich der Druck in den Lagertaschen und damit einhergehend auch der Flüssigkeitsfilm, an deren Berandung sehr schnell ab und kann das Rückschlagventil nur einen vorübergehenden Schutz bieten, der in bestimmten Situationen nicht ausreicht, wenn der Druck in der Kolben/Zylindereinheit nicht auf andere Weise, z. B. über Drucksensoren gesteuert, schnell genug abgesenkt werden kann.

Aus der EP 02 52 251 A1 ist eine gattungsgemäße Walze bekannt, die ebenfalls zwei Pumpen aufweist, die indessen nicht parallel arbeiten, sondern gewissermaßen hintereinandergeschaltet sind. Die Pumpe zur Versorgung der Lagertaschen baut einen gewissen Druck auf. Die Pumpe zur Versorgung der Kolben/Zylindereinheit ist an die Druckleitung der ersten Pumpe angeschlossen und hat deren Ausgangsdruck als Eingangsdruck. Bei einem Bruch der Zuleitung zu den Lagertaschen fällt der Druck in der Kolben/Zylindereinheit nicht zwangsläufig schlagartig mit ab und sind somit auch hier gewisse Havarierisiken gegeben.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die hydraulische Versorgung einer gattungsgemäßen Walze einfacher und sogleich sicherer zu gestalten.

Diese Aufgabe wird durch die in Anspruch 1 wiedergegebene Erfindung gelöst.

Das Druckverhältnis in den beiden Zuleitungen steht in engem Zusammenhang mit der Schließrichtung des Rückschlagventils. Wenn nämlich der Druck in der Zuleitung zu den Lagertaschen niedriger wäre als der in der Zuleitung zu der Kolben/Zylindereinheit, würde sich das Rückschlagventil öffnen und könnte sich in der Kolben/Zylindereinheit zu ausreichender Druck zum Anpressen des Stützelements ausbilden. Durch die höhere Bemessung des Drucks in der Zuleitung zu den Lagertaschen bleibt das Rückschlagventil jedoch im normalen Betriebszustand geschlossen und öffnet erst, wenn in der Zuleitung zu den Lagertaschen ein Bruch eintritt und der Versorgungsdruck der Lagertaschen abfällt. Wenn die Zuleitung zu der Kolben/Zylindereinheit

bricht, so ist dies problemlos, weil dann ja der Anpreßdruck entfällt.

Der Ausdruck "unmittelbar vor der Kolben/Zylindereinheit bzw. den Drosselkanälen" ist nicht geometrisch, sondern hydraulisch gemeint: es sollen sich zwischen den Einmündungsstellen der Verbindungsleitungen und der Zylinderkammer der Kolben/Zylindereinheit bzw. den Drosselkanälen keine die Strömung drosselnden hydraulischen Elemente mehr befinden, die den raschen Abfall des Druckes verzögern könnten.

Durch das Rückschlagventil im Verein mit der Druckbemessung ergibt sich mit relativ einfachen Mitteln eine Gesamtanordnung, die gegen Leitungsbruch an einer beliebigen Stelle so gesichert ist, daß keine Havarie durch Fressen der Stützelemente am Innenumfang der Hohlwalze eintreten kann.

Die Lagertaschen und die Zylinderkammer der Kolben/Zylindereinheit haben Wirkflächen des hydraulischen Drucks, die in einem bestimmten Verhältnis zueinander stehen. Um zu einer funktionsfähigen Anordnung zu kommen, gibt es entsprechende Bedingungen für die Drücke.

Die Wirkfläche der Lagertaschen ist im allgemeinen etwas größer als die der Kolben/Zylindereinheit, so daß im Gleichgewichtszustand der Druck in den Lagertaschen etwas niedriger zu sein hat als der in der Kolben/Zylindereinheit. Um nun zu dem erfindungsgemäß höheren Druck in der Zuleitung zu den Lagertaschen zu kommen, bedarf es einer entsprechend starken Drosselung in den Drosselkanälen. Diese kann beispielsweise durch Einsetzen einer entsprechenden Blende erreicht werden, die gegenüber Drosselbohrungen den Vorzug der Unabhängigkeit von der Viskosität der Druckflüssigkeit aufweist.

Eine erste in Betracht kommende Ausführungsform der Erfindung ist Gegenstand des Anspruchs 2.

Durch die Vorsehung nur einer Pumpe verringern sich der bauliche und der mit der Pumpensteuerung einhergehende Aufwand bedeutend. Die beiden Zuleitungen gehen nunmehr von einem gemeinsamen Druckanschluß an der Pumpe bzw. an einer gemeinsamen Druckleitung aus. Der Druck in der Zuleitung zu der Kolben/Zylindereinheit wird durch das Druckminderventil steuerbar reduziert, um eine Änderung der Anpreßkraft und damit der von dem Stützelement insgesamt ausgeübten Kraft zu erreichen. Die Pumpe liefert unabhängig davon stets einen gleichmäßigen Mengestrom, so daß die Temperaturverhältnisse an der Walze nicht druckabhängig sind.

Ein Druckminderventil bedarf zu einer einwandfreien Funktion eines gewissen kleinen Volumenstroms. Sollten die aus der Zylinderkammer austretende Leckströmung hierzu nicht ausreichen, empfiehlt sich ein Hilfskanal gemäß Anspruch 3, der eine ständige geringfügige Abströmung aus der Zylinderkammer und damit den erforderlichen Volumenstrom sicherstellt, ohne die Druckausbildung in der Zylinderkammer nennenswert zu beeinflussen.

Eine weitere in Betracht kommende Ausführungsform der Erfindung ist Gegenstand des Anspruchs 4. Es sind hier zwei Pumpen vorhanden, die separat steuerbar sind, so daß auf diese Weise das gewünschte Druckverhältnis eingestellt werden kann. Auch bei dieser Ausführungsform funktioniert die Anordnung des Rückschlagventils als Sicherheitseinrichtung in der gleichen Weise.

Um mit Sicherheit zu einer einwandfreien Funktion des Rückschlagventils zu kommen, empfiehlt sich die Druckbemessung nach Anspruch 5.

In der Zeichnung sind Ausführungsformen der Erfindung schematisch dargestellt.

Fig. 1 zeigt eine Ansicht eines Walzenpaares, bei welchem die erfindungsgemäße Walze Unterwalze ist;

Fig. 2 und 3 zeigen durch die Achse der Walze gehende Längsschnitte zweier Ausführungsformen eines einzelnen Stützelements;

Fig. 4 und 5 zeigen schematisch verschiedene Ausführungsformen der Druckflüssigkeitsversorgung der Stützelemente;

Fig. 6 zeigt die Ansicht eines Stützelements vom Innenumfang der Hohlwalze her.

Das in Fig. 1 dargestellte Walzenpaar umfaßt eine Oberwalze 10 und Unterwalze 100, zwischen denen eine Warenbahn 30 einer Druckbehandlung in dem Walzspalt 31 ausgesetzt wird. Die Oberwalze 10 ist eine konventionelle massive Walze. Die Unterwalze 100 hingegen umfaßt eine umlaufende Hohlwalze 1, deren Außenumfang 2 den arbeitenden Walzenumfang bildet und die der Länge nach von einem undrehbaren Querhaupt 3 durchgriffen ist, welches allseitig Abstand zum Innenumfang 4 der Hohlwalze 1 beläßt, so daß es sich innerhalb der Hohlwalze 1 verlagern kann, ohne mit dem Innenumfang 4 in Berührung zu kommen. Die Hohlwalze 1 kann an den Enden auf nicht dargestellten Lagern auf dem Querhaupt 3 abgestützt sein. In diesem Fall betrifft die Verlagerung nur die Durchbiegung des Querhauptes 3 im Innern der Hohlwalze 1. Die Hohlwalze 1 kann aber in einer alternativen Ausführungsform, die auch als eine solche mit "innerem Hub" bezeichnet wird, sich als Ganzes in der Wirkebene gegenüber dem Querhaupt 3 verlagern. Die Hohlwalze 1 ist in diesem Fall nicht über die Lager auf dem Querhaupt abgestützt, sondern nur in der Wirkebene geführt. Die Verlagerung betrifft hierbei die Verlagerung in der Führung, der sich die Durchbiegung überlagert.

Die Zapfen 21 der Oberwalze 10 sowie die aus der Hohlwalze 1 an deren Enden vorstehenden Enden 5 des Querhauptes 3 sind im nicht dargestellten Walzenstand abgestützt.

Auf der gegen den Walzenspalt 31 gerichteten Oberseite 3' des Querhauptes 3 sind über die Länge der Hohlwalze verteilt mehrere, in dem dargestellten Ausführungsbeispiel neun, hydraulische Stützelemente 14, 14' angeordnet, die mit ihrer dem Außenumfang 4 der Hohlwalze 1 in der Gestalt angepaßten Anlagefläche 24 am Innenumfang 4 der Hohlwalze 1 anliegen. In den Fig. 2 und 3 sind zwei in Betracht kommende Ausführungsformen 14, 14' der Stützelemente erläutert.

In der Anlagefläche 24 sind flache Lagertaschen 25 (Fig. 2) ausgebildet, die einen wesentlichen Teil der Anlagefläche 24 einnehmen, so daß von ihr nur berandende Stege übrigbleiben. In den Ausführungsbeispielen ist das Stützelement 14 im Querschnitt kreisrund, es kann aber quadratisch oder rechteckig sein. Die Anlagefläche 24 weist einen um den ganzen Umfang herumgehenden Randsteg 26 sowie zwei sich kreuzende Mittelstege 27 auf, so daß vier segmentförmige Lagertaschen 25 gebildet sind (Fig. 6).

Das Stützelement 14 umfaßt ein etwa topfförmiges Gehäuse 28, welches mit der offenen Seite dem Querhaupt 3 zugewandt ist und einen Boden 29 aufweist, an dessen "Unterseite", die allerdings in der Zeichnung oben, d. h. gegen den Walzspalt 31 hin, gelegen ist, die Lagertaschen 25 vorgesehen sind. In der Nähe des unten gelegenen "Randes" des Topfes ist außen eine Umfangsdichtung 17 vorgesehen, mit der das topfförmige Gehäuse 28 in einer als radiale Sackbohrung ausgebildeten

Zylinderbohrung 18 des Querhauptes dichtend geführt ist. Das Gehäuse 28 und die Zylinderbohrung 18 bilden eine Kolben/Zylindereinheit, unter deren Wirkung das Stützelement 14 gegen den Innenumfang 4 der Hohlwalze 1 drückbar ist. Die Zylinderbohrung 18 bildet mit dem topfförmigen Gehäuse 28 einen Zylinderraum 39, der über eine im Querhaupt 3 verlaufende Zuleitung 38 von außerhalb der Walze mit Druckflüssigkeit versorgt werden kann, ansonsten aber geschlossen ist.

In der Mitte des Bodens 29 im Bereich des Mittelsteiges 27 ist ein abgewinkelter Schlauchstutzen 21 angebracht, der in eine auf der Achse des Stützelements 14 liegende Bohrung 22 einmündet, von der Drosselkanäle 23 in die beiden Lagertaschen 25 ausgehen. Die Drosselkanäle 23 enthalten Blenden, die einen kräftigen Drosselleffekt herbeiführen, dabei aber, anders als lange Drosselbohrungen, im wesentlichen unabhängig von der Viskosität, d. h. der Temperatur, arbeiten. Auf den Schlauchstutzen 21 ist ein Schlauch 32 aufgeschoben, der sich in einigen Windungen im Innern des topfförmigen Gehäuses 28 erstreckt und in einen Schlauchstutzen 34 am Boden der Zylinderbohrung 18 mündet, der mit einer Zuleitung 46 im Querhaupt 3 in Verbindung steht. Die durch die Zuleitung 46 zugeführte Druckflüssigkeit tritt über die Drosselbohrung 23 in die Lagertasche 25 aus. Von dort strömt sie über die Berandung 26, die einen Teil der Anlagefläche 24 bildet, nach außen ab. In dem der Berandung 26 entsprechenden Teil der Anlagefläche 24 besteht also ein stabiler Flüssigkeitsfilm, auf dem sich das Stützelement 14 am Innenumfang 4 der Hohlwalze 1 abstützt.

Der Schlauch 32 stellt einen beweglichen Teil der Zuleitung 46 dar, mit welcher die Druckflüssigkeit aus dem Querhaupt 3 in die Lagertaschen 25 des sich gegenüber dem Querhaupt 3 radial verlagernden Stützelements 14 gebracht werden kann.

Soweit die Teile des Stützelements 14' der Ausführungsform nach Fig. 3 denen das Stützelement 14 der Fig. 2 entsprechen, sind die Bezugszahlen gleich.

Das topfförmige Gehäuse 28 ist hierbei nicht an seiner Außenseite in eine Zylinderbohrung 18 des Querhauptes 3 geführt, sondern an seiner Innenseite an einem auf die Oberseite 3' des Querhauptes 3 aufgesetzten Ringkolben 35, der mit dem zylindrischen Innenumfang 33 des topfförmigen Gehäuses 28 zusammenwirkt und die Kolben/Zylindereinheit bildet. Die Zylinderkammer 39, unter deren Druck das Stützelement 14' gegen den Innenumfang 4 der Hohlwalze 1 gepreßt wird, befindet sich in diesem Fall zwischen der Oberseite des Kolbens 35 und dem Boden 29. Der Kolben 35 hat eine zentrale Bohrung 36, die mit der Zuleitung 46 in Verbindung steht und in die ein rohrförmiger Ansatz 37 des Bodens 29 mittels einer Dichtung 40 abgedichtet eintaucht. Der rohrförmige Ansatz 37 in der Bohrung 36 bildet eine Art zusätzlicher Kolben/Zylindereinheit und enthält die zu den Drosselkanälen 23 führende Bohrung 22. Das Stützelement 14' kann sich gegenüber dem auf der Oberseite 3' befindlichen Kolben 35 in der gleichen Weise radial bewegen wie das Stützelement 14 in der Zylinderbohrung 18. Die Zylinderkammer 39 ist durch das Vorhandensein des Ansatzes ringförmig ausgebildet.

Die Versorgung der Stützelemente 14, 14' mit Druckflüssigkeit erfolgt über eine Druckflüssigkeitsversorgungseinheit V (Fig. 1), von der zwei Ausführungsformen V' und V'' in den Fig. 4 und 5 dargestellt sind. Die Versorgungseinheit V führt über die Zuleitungen 38 und 46 den Stützelementen 14, 14' Druckflüssigkeit zu. Der

Druck in der Zuleitung 38 ist steuerbar und bildet den hydrostatischen Druck in der Zylinderkammer 39, unter dessen Wirkung das Stützelement 14, 14' gegen den Innenumfang 4 der Hohlwalze 1 angepreßt wird. Dadurch wiederum wird der Abströmwiderstand aus den Lagertaschen 25 bestimmt. Wenn dann über die Zuleitung 48 den Lagertaschen 25 eine zeitlich konstante Menge an Druckflüssigkeit zugeführt wird, so steigt zunächst der Druck in den Lagertaschen 25 an, bis die Hohlwalze 1 etwas von deren Randsteg 26 abhebt und sich die Druckflüssigkeit dazwischen einen Weg bahnen kann. Dadurch fällt der Druck in den Lagertaschen 25 (wegen Drosselung in den Kanälen 23) wieder ab, und es bildet sich bei einem bestimmten sich von selbst einstellenden Druck in den Lagertaschen 25 ein Gleichgewicht aus, bei welchem der Spalt zwischen dem Randsteg 26 und dem Innenumfang 4 der Hohlwalze 1 eine bestimmte Größe hat und die zugeführte Druckflüssigkeit in pro Zeiteinheit gleichbleibender Menge abströmt und bei entsprechender Temperierung auch gleichbleibende Wärmemengen mit der Hohlwalze 1 austauscht.

In Fig. 1 sind alle Stützelemente parallelgeschaltet und werden mit den gleichen Drücken beaufschlagt. Zur Beeinflussung des Liniendrucks werden jedoch normalerweise Gruppen von Stützelementen 14, 14' oder sogar jedem einzelnen dieser Stützelemente 14, 14' separaten Drücke zugeführt. Die Zuleitungen 38 und 46 sind demnach nur symbolisch als eine einzige Leitung dargestellt, können aber in der Praxis auch aus mehreren zu einzelnen Gruppen von Stützelementen oder einzelnen Stützelementen hinführenden Leitungen bestehen, denen in der Versorgungseinheit V unterschiedliche Drücke aufgeprägt werden.

Die den einzelnen Stützelementen 14, 14' zugeführte Druckflüssigkeit tritt über den Randsteg 26 der Stützelemente 14, 14' in den Zwischenraum 7 zwischen Querhaupt 3 und Innenumfang 4 der Hohlwalze 1 aus und wird daraus über die Leitung 8 von der Pumpe 11 abgesaugt und in den Vorratsbehälter 9 zurückgeführt.

In den Fig. 4 und 5 sind zwei Ausführungsformen der in Fig. 1 nur angedeuteten Versorgungseinheit V mehr im einzelnen dargestellt. Soweit funktionell aneinander entsprechende Teile vorhanden sind, sind die Bezugswerte gleich geblieben.

Bei der Versorgungseinheit V' nach Fig. 4 ist eine einzige mengengeregelte Pumpe 12 vorgesehen, die also bei allen Drücken eine pro Zeiteinheit gleichmäßige Menge an Druckflüssigkeit liefert. In dem Ausführungsbeispiel ist die Zuleitung 46 unmittelbar an die Pumpe 12 angeschlossen und enthält keine weiteren strömungsbeeinflussenden Elemente. Von der Zuleitung 46 führt eine Zweigleitung 13 zu einem Druckminderventil 15, an das die Zuleitung 38 angeschlossen ist, die die Zylinderkammer 39 versorgt. Das Druckminderventil 15 setzt den Druck in der auf der Druckseite der Pumpe 12 angeschlossenen Leitung 46 in einem bestimmten verstellbaren Verhältnis herab und beaufschlagt damit im wesentlichen hydrostatisch die Zylinderkammer 39. Das Druckminderventil benötigt zu seiner Funktion einen geringen Volumenstrom an durchgesetzter Flüssigkeit, der durch die Leckage an dem Kolben 35 oder einen eigens vorgesehenen, gestrichelt angedeuteten Hilfskanal in Gestalt einer Drosselbohrung 43 gewährleistet sein kann, die aus der Zylinderkammer 39 in den Zwischenraum 7 zwischen Querhaupt 3 und Hohlwalze 1 führt.

Die Zuleitungen 38 und 46 sind durch eine Verbindungsleitung 45 verbunden, die zwischen dem Druck-

minderventil 15 und dem Ringkolben 35 in die Zuleitung 38 einmündet. In der Verbindungsleitung 45 ist ein Rückschlagventil 16 angeordnet, welches gegen die Zuleitung 38 sperrt.

Es ist dafür gesorgt, daß im Normalbetrieb der Druck in der Zuleitung 46 stets größer als in der Zuleitung 38 ist. Das kann durch entsprechende Bemessung der Blenden in den Drosselkanälen 23 erreicht werden. Das Rückschlagventil 16 bleibt daher im Normalbetrieb geschlossen.

Bricht jedoch die Zuleitung 46 (oder die Pumpe 12), so fällt der Druck sofort ab und wird niedriger als der im Moment noch in voller Höhe anstehende Druck in der Zuleitung 38. Dadurch öffnet das Rückschlagventil 16. Dadurch ist auch "hinter" dem Druckminderventil 15 kein Druck mehr vorhanden. Ein Anpressen des Stützelements 14' an den Innenumfang 4 der Hohlwalze 1 unter hohem Druck bei drucklosen Lagertaschen 25 wird so vermieden. Bei einem Bruch in der Zweigleitung 13 ist die Situation dieselbe wie bei einem Bruch der Zuleitung 46. Bei einem Bruch in der Leitung 38 entfällt die Anpreßkraft und kann kein Schaden entstehen.

Bei der Versorgungseinheit V'' nach Fig. 5 ist wiederum eine mengengeregelte Pumpe 12 vorhanden, wobei aber diesmal die Zuleitung 38 eine eigene separat steuerbare Pumpe 48 aufweist. Die Zuleitung 38 führt direkt von der Pumpe 48 in die Zylinderkammer 39 und enthält keine weiteren strömungsbeeinflussenden Elemente, ebenso wie die Zuleitung 46. Die Zuleitungen 38, 46 sind durch eine Verbindungsleitung 45 mit gegen die Zuleitung 38 sperrendem Rückschlagventil 16 verbunden. Bei einem Bruch der Zuleitungen 46 bzw. 38 ergibt sich die gleiche Sicherheitsfunktion wie bei der Ausführung nach Fig. 4, d. h. das Stützelement 14' kann nicht ohne Lagertaschendruck gegen den Innenumfang 4 der Hohlwalze 1 angepreßt werden.

Patentansprüche

1. Durchbiegungssteuerbare Walze (100), mit einer den arbeitenden Walzenumfang (2) bildenden umlaufenden Hohlwalze (1) und einem diese der Länge nach durchgreifenden, rundum Abstand vom Innenumfang (4) der Hohlwalze (1) belassenden undrehbaren Querhaupt (3), mit mehreren längs des Querhauptes (3) aufgereihten, an dem Querhaupt (3) radial unter dem Druck einer Druckflüssigkeit in mindestens einer Kolben/Zylindereinheit (28, 18/35, 28) verlagerten hydrostatischen Stützelementen (14, 14') welche in ihrer am Innenumfang (4) der Hohlwalze (1) zur Anlage bringbare Anlagefläche (24) ringsum berandete Lagertaschen (25) aufweisen, mit einer ersten Zuleitung (38) zu einer bis auf die Zuleitung (38) geschlossenen Zylinderkammer (39) der Kolben/Zylindereinheit jedes Stützelements (14, 14'), mit einer weiteren Zuleitung (46) zu jedem Stützelement (14, 14'), die über Drosselkanäle (23) an die Lagertaschen (25) angeschlossen ist, und mit einer Versorgungseinheit (V) zur separaten Beaufschlagung der Zuleitungen (38, 46) mit Druckflüssigkeit, dadurch gekennzeichnet, daß der Druck in der weiteren Zuleitung (46) zu dem jeweiligen Stützelement (14, 14') höher als der Druck in der Zuleitung (38) zu der Zylinderkammer (39) ist und daß zwischen den ersten und weiteren Zuleitungen (38, 46) unmittelbar vor der Kolben/

Zylindereinheit bzw. den Drosselkanälen (23) eine Verbindungsleitung (45) mit einem in Richtung auf die erste Zuleitung (38) sperrenden Rückschlagventil (16) angeordnet ist.

2. Walze nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, 5

net, daß die Versorgungseinheit (V') nur eine einzige Pumpe umfaßt, an die beide Zuleitungen (38, 46) angeschlossen sind,

daß die Pumpe (12) eine mengengeregelte Pumpe 10 ist

und daß in der Zuleitung (38) zu der Zylinderkammer (39) ein Druckventil (15) angeordnet ist.

3. Walze nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, 15
net, daß in dem Stützelement (14, 14') ein drosseln-
der Hilfskanal (43) vorgesehen ist, der von der Zylinderkammer (39) ausgeht und in den Zwischenraum (7) zwischen Querhaupt (3) und Innenumfang (4) der Hohlwalze (1) mündet.

4. Walze nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, 20
net, daß die Versorgungseinheit (V'') zwei Pumpen (48, 12) umfaßt, die an die Leitungen (38 bzw. 46) angeschlossen und separat steuerbar sind.

5. Walze nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Druck in der weiteren Leitung (46) mindestens das Doppelte des Drucks in 25
der Zylinderkammer (39) beträgt.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

30

35

40

45

50

55

60

65

— Leerseite —

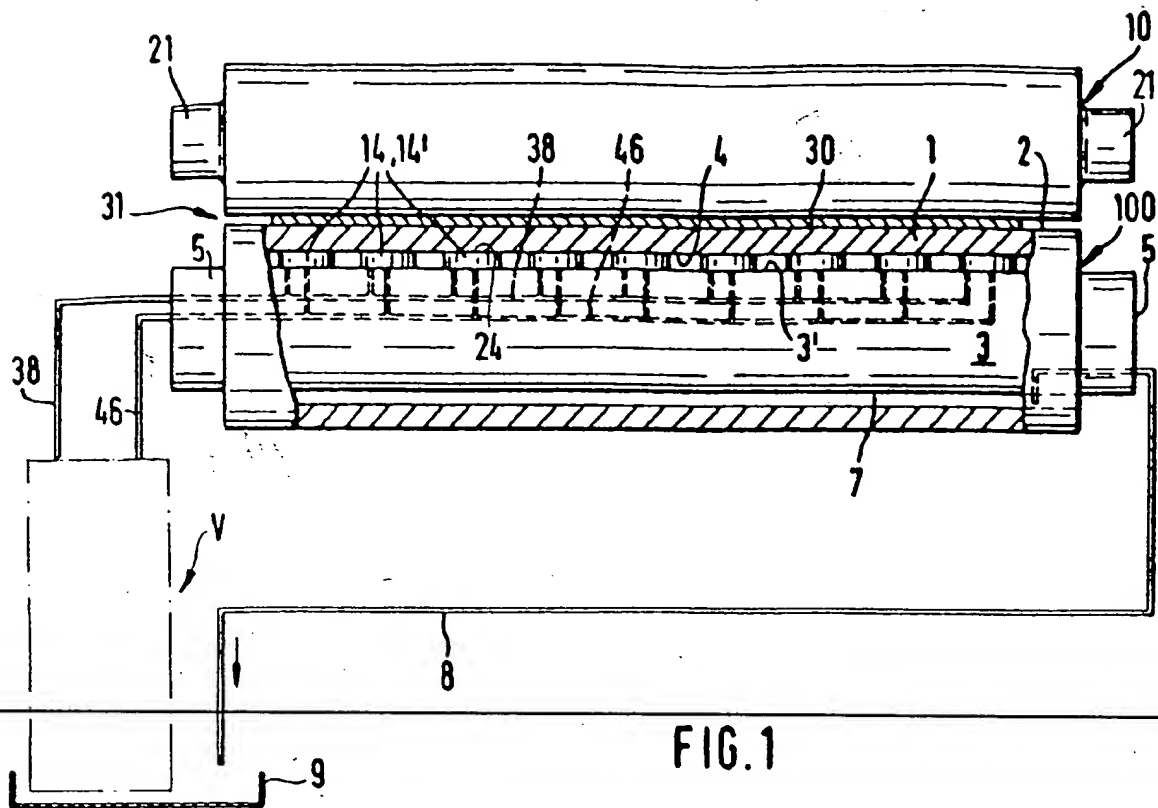


FIG. 1

FIG. 2

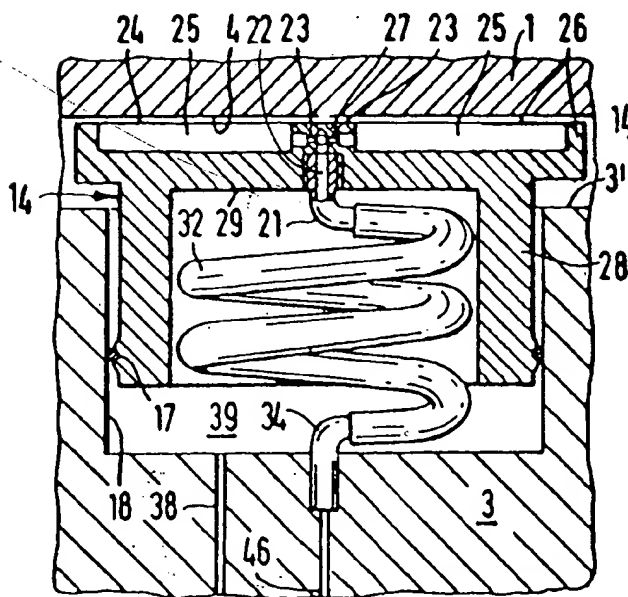


FIG. 3

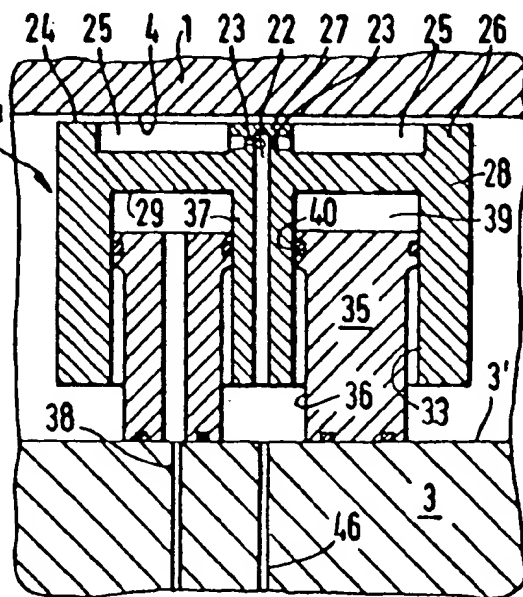


FIG. 4

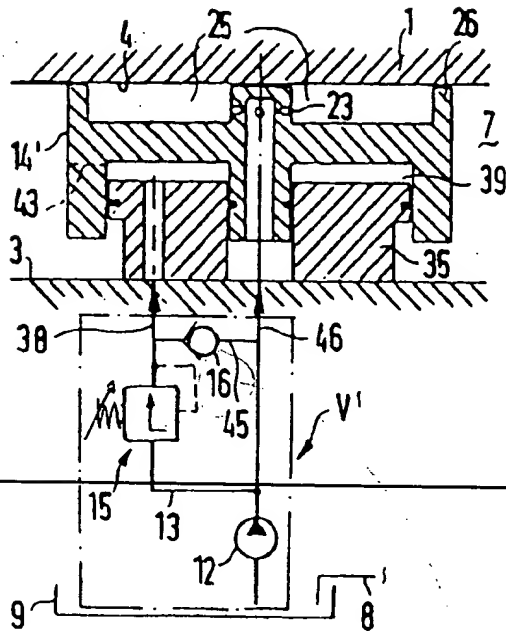


FIG. 5

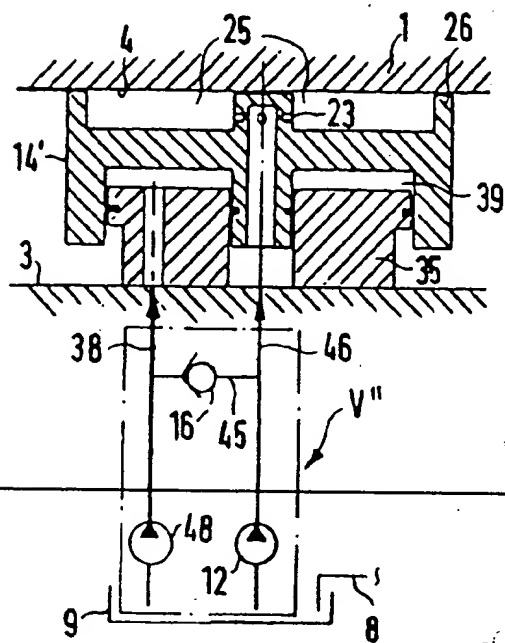
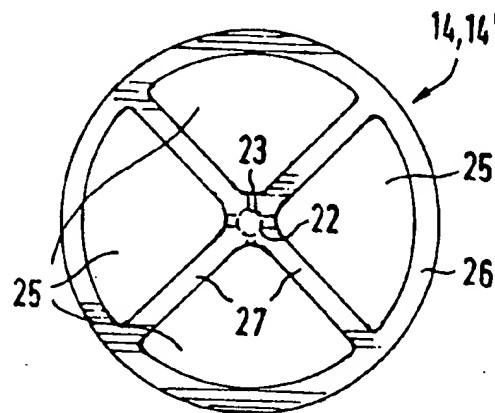


FIG. 6



PTO 03-2040

CY=DE DATE=19910801 KIND=C1
PN=4 011 826

DEFLECTION-CONTROLLABLE ROLLER
[Durchbiegungssteuerbare Walze]

Klaus Kubik

UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE
Washington, D.C. March 2003

Translated by: FLS, Inc.

PUBLICATION COUNTRY	(19) :	DE
DOCUMENT NUMBER	(11) :	4011826
DOCUMENT KIND	(12) :	C1
	(13) :	PUBLISHED PATENT
PUBLICATION DATE	(43) :	
PUBLICATION DATE	(45) :	19910801
APPLICATION NUMBER	(21) :	P4011826.6-12
APPLICATION DATE:	(22) :	19900412
ADDITION TO	(61) :	
INTERNATIONAL CLASSIFICATION	(51) :	F16C 13/00; B21B 29/00; B29C 43/24; D21G 1/02
DOMESTIC CLASSIFICATION	(52) :	
PRIORITY COUNTRY	(33) :	
PRIORITY NUMBER	(31) :	
PRIORITY DATE	(32) :	
INVENTOR	(72) :	APPLICATION MADE FOR PARTIAL NON-DISCLOSURE OF INVENTOR=S NAME; KUBIK, KLAUS
APPLICANT	(71) :	EDUARD KÜSTERS MASCHINENFABRIK GMBH & CO KG
TITLE:	(54) :	DEFLECTION-CONTROLLABLE ROLLER
FOREIGN TITLE	[54A] :	DURCHBIEGUNGSSTEUERBARE WALZE

The invention relates to a deflection-controllable roller of the type which corresponds with the preamble of Claim 1.

Such a roller has become a part of the state of the art through the unpublished DE-PS 3835152. In the configuration which corresponds with DE-PS 3835152, separate pumps which operate in parallel are provided for the bearing pockets in the support element and its piston/cylinder unit. There is a certain amount of risk of damage in the event of a line break. This is because if the supply line to the bearing pockets begins to leak for some reason, and the bearing pockets no longer contain sufficient hydraulic fluid to build up a supportive fluid film on the edge, and, if, at the same time, there is still full pressure in the piston/cylinder unit, the support element is pressed against the internal circumference of the hollow roll with high pressure without this pressure being transferred through the separating fluid film. Metallic friction occurs between the support element and the inner circumference of the hollow roll and damage is soon caused to them. It is true that, in the configuration in accordance with DE-PS 3835152, a check valve is provided in the supply line to the bearing pockets, so that, in the event of a break in the line between the assigned pump and the check valve, an immediate flowing back of the fluid from the bearing pockets is prevented, but the pressure in the bearing pockets and, accordingly, the fluid film quickly break down at their edges, and the check valve can only

*Number in the margin indicates column in the foreign text.

provide temporary protection which, in certain situations, will not be enough if the pressure in the piston/cylinder unit cannot be otherwise reduced quickly enough, e.g., controlled via pressure sensors.

From EP 0252251A1, a generic roller is known to the art which also exhibits two pumps which, however, do not operate in parallel, but, instead, are successively switched to a certain degree. The pump for the supply of the bearing pockets builds up a certain pressure. The pump for the supply of the piston/cylinder unit is connected to the pressure line of the first pump and has its output pressure as its input pressure. In the event of a break in the supply line to the bearing pockets, the pressure in the piston/cylinder unit is not forced to drop sharply, and, hence, a certain risk of damage exists here, as well.

The invention is based on the objective of designing the hydraulic supply of a generic roller more simply and, at the same time, more securely.

This objective is realized through the invention which is reflected in Claim 1.

The pressure ratio in the two supply lines is closely correlated with the direction in which the check valve shuts. This is because if the pressure in the supply line to the bearing pockets was lower than in the supply line to the piston/cylinder unit, the check valve would open and no sufficient pressure could form in the piston/cylinder unit to press the support element on. However, due to the higher pressure measurement in the supply line to the bearing pockets, the check valve

remains closed in the normal operating state and does not open until a break occurs in the supply line to the bearing pockets and the supply pressure of the bearing pockets falls off. If the supply line to the piston/cylinder unit breaks, this is not a problem because the contact /2 pressure is eliminated.

The term "directly in front of the piston/cylinder unit or the throttling channel" is not meant geometrically, but hydraulically: between the entrance points of the connection lines and the cylinder chamber, no more elements are to be present which would throttle the flow, which might delay the rapid drop of the pressure.

Through the check valve in conjunction with the pressure measurement, an overall arrangement results with relatively simple means which is secured against line breaks in the desired location in such a way that no damage can occur through an eating away of the support elements on the internal circumference of the hollow roll.

The bearing pockets and the cylinder chamber of the piston/cylinder unit have effective surfaces of the hydraulic pressure which are in a specific ratio to one another. In order to obtain a functional arrangement, certain conditions apply for the pressures.

The effective surface of the bearing pockets is generally somewhat greater than that of the piston/cylinder unit, so that, in a state of balance, the pressure in the bearing pockets has to be somewhat less than that in the piston/cylinder unit. In order to obtain the higher pressure in accordance with the invention in the supply lines to the bearing pockets, an appropriately intense

throttling is required in the throttling channels. This may, for instance, be achieved by using an appropriate diaphragm which exhibits the advantage of independence from the viscosity of the hydraulic fluid compared to throttle bores.

A first configuration option of the invention is the subject of Claim 2.

By providing only one pump, the expenditure associated with the engineering and the pump's control is substantially reduced. Now both supply lines start out from a joint pressure connection of the pump, or from a joint pressure line. The pressure in the supply line to the piston/cylinder unit is controllably reduced by the pressure reducing valve, in order to realize a change of the contact pressure, and, thus, of the force which is exerted by the support element as a whole.

Independently of this, the pump consistently supplies an even quantitative flow, so that the temperature conditions at the roll are not pressure-dependent.

To function properly, a pressure reducing valve requires a specific small volumetric rate of flow. In the event that the leakage flow emerging from the cylinder chamber is not enough for this, an auxiliary channel is recommended in accordance with Claim 3 which guarantees a consistent mild flow out of the cylinder chamber, and, thus, the required volumetric rate of flow, without noticeably affecting the pressure formation in the cylinder chamber.

An additional configuration option of the invention is the subject of Claim 4. Two pumps are present here which are separately

controllable, so that, in this manner, the desired pressure ratio can be adjusted. In this configuration, the arrangement of the check valve as a security device functions in the same manner.

In order to securely realize a proper functioning of the check valve, the pressure measurement in accordance with Claim 5 is recommended.

Configurations of the invention are schematically depicted in the drawings. /3

Figure 1 depicts a view of a roller pair in which the roller in accordance with the invention represents the bottom roller;

Figures 2 and 3 depict longitudinal sections of two configurations of an individual support element extending through the axis of the roller;

Figures 4 and 5 schematically depict various configurations of the hydraulic fluid supply of the support elements;

Figure 6 depicts a view of a support element from the perspective of the internal circumference of the hollow roll.

The roller pair which is depicted in Fig. 1 includes a top roller (10) and a bottom roller (100) between which a web of material (30) is subjected to a pressure treatment in the roll gap (31). The top roller (10) is a conventional massive roller. The bottom roller (100), on the other hand, includes a revolving hollow roll (1), the outer circumference (2) of which constitutes the working roller circumference, and through which a reversible crosshead (3) reaches lengthwise which leaves a distance to the inner circumference (4) of

the hollow roll (1) on all sides, so that it can shift within the hollow roll (1) without coming into contact with the inner circumference (4). On its ends, the hollow roll (1) may be supported on bearings on the crosshead (3) which are not depicted. In this case, the displacement only affects the deflection of the crosshead (3) on the inside of the hollow roll (1). However, in an alternative configuration, which can also be described as one with an "internal lift", the hollow roll (1) can also shift as a whole in the effective plane in relation to the crosshead (3). In this case, the hollow roll (1) is not supported through the bearings on the crosshead, but is, instead, guided in the effective plane only. In this process, the displacement only relates to the displacement in the displacement which is superposed by the deflection.

The pins (21) of the top roller (10), as well as the ends (5) of the crosshead (3) which protrude from the hollow roll (1) on its ends, are supported in the roller stand which is not shown.

On the top side (3') of the crosshead (3) which is directed towards the roll gap (31), several support elements (14), nine hydraulic support elements (14, 14') in the depicted configuration example, are arranged distributed over the length of the hollow roll which rest against the inner circumference (4) of the hollow roll (1) with their contact surfaces (24) which are shaped according to its outer circumference (4). In Figs. 2 and 3, two configuration options (14, 14') of the support elements are explained.

Flat bearing pockets (25) (Fig. 2) are formed in the contact surface (24) which take up a substantial part of the contact surface (24), so that only edge-brimmed ribs remain of it. In the configuration examples, the support element (14) is circular in its cross-section, it may, however, also be square or rectangular. The contact surface (24) exhibits a peripheral rib (26) which reaches around the entire circumference, as well as two central ribs (27) which cross each other, so that four segmented bearing pockets (25) are formed (Fig. 6).

The support element (14) includes an approximately pot-shaped housing (28) which faces the crosshead (3) with its open side, and which exhibits a bottom (29) on which the bearing pockets (25) are provided, the "bottom side" of which is situated on top, i.e., towards the roll gap (31) in the drawing, however. In the proximity of the "edge" of the pot which is situated on the bottom, a circumferential seal (17) is provided on the outside with which the pot-shaped housing (28) is guided inside a cylinder bore (18) of the crosshead as a radial pocket bore in a sealing fashion. The housing (28) and the cylinder bore (18) constitute a piston/cylinder unit under the effect of which the support element (14) can be pressed against the inner circumference (4) of the hollow roll (1). With the pot-shaped housing (28), the cylinder bore (18) forms a cylinder space (39) which is supplied with hydraulic fluid from the outside of the roller via a supply line (38) which runs in the crosshead (3), but which is otherwise closed. /4

In the center of the bottom (29), in the area of the central rib (27), an angled-off tube fitting (21) is attached which enters into a bore (22) which is located on the axis of the support element (14), from which throttling channels (23) start out into the two bearing pockets (25). The throttling channels (23) contain diaphragms which bring about a powerful throttle effect while, however, operating essentially independently of the viscosity, i.e., the temperature, unlike long throttle bores. A hose (32) is pushed on the tube fitting (21) which extends into some threads on the inside of the pot-shaped housing (28) and enters into a tube fitting (34) on the bottom of the cylinder bore (18) which is connected with a supply line (46) in the crosshead (3). The hydraulic fluid which is supplied via the supply line (46) emerges into the bearing pocket (25) via the throttle bore (23). From there, it flows off to the outside over the edge (26) which forms a part of the contact surface (24). Hence, in the part of the contact surface (24) which corresponds with the edge (26), a stable fluid film exists on which the support element (14) supports itself on the inner circumference (4) of the hollow roll (1).

The tube (32) represents a movable part of the supply line (46) with which the hydraulic fluid can be brought from the crosshead (3) into the bearing pockets (25) of the support element (14) which radially shifts in relation to the crosshead (3).

To the extent that the parts of the support element (14') of the configuration in accordance with Fig. 3 are identical to those of the support element (14) of Fig. 2, the reference numbers are identical.

The pot-shaped housing (28) is not guided into a cylinder bore (18) of the crosshead (3) on its outside, instead, it is guided to the top side (3') of a ring piston (35) which is set on the crosshead (3) which acts together with the cylindrical inner circumference (33) of the pot-shaped housing (28), and which forms the piston/cylinder unit.

The cylinder chamber (39) under the pressure of which the support element (14') is pressed against the inner circumference (4) of the hollow roll (1) is located between the top side of the piston (35) and the bottom (29) in this case. The piston (35) has a central bore (36) which is connected with the supply line (46) and into which a tubular appendix (37) of the bottom (29) dips sealed by a gasket (40). The tubular appendix (37) in the bore (36) forms a type of an additional piston/cylinder unit and contains the bore (22) which leads to the throttling channels (23). The support element (14') is able to radially move in relation to the piston (35) on the top side (3') in the same manner in which the support element (14) can move in the cylinder bore (18). The cylinder chamber (39) is shaped like a ring because of the presence of the appendix.

The supply of the support elements (14, 14') with hydraulic fluid occurs via a hydraulic fluid supply unit (V) (Fig. 1) of which two configurations (V' and V'') are shown in Figs. 4 and 5. The supply unit (V) supplies hydraulic fluid to the support elements (14, 14') via the supply lines (38 and 46). The pressure in the supply line (38) is controllable and forms the hydrostatic pressure in the cylinder chamber (39) under the effect of which the support element

/5

(14, 14') is pressed against the inner circumference (4) of the hollow roll (1). This, in turn, determines the flow discharge resistance from the bearing pockets (25). If a time constant amount of hydraulic fluid is then supplied to the bearing pockets (25) via the supply lines (48), the pressure in the bearing pockets (25) initially rises until the hollow roll (1) lifts off from its peripheral rib (26) somewhat, and the hydraulic fluid can make its way in between. As a result, the pressure in the bearing pockets (25) drops again (due to the throttling in the channels (23)) and an equilibrium is formed in the bearing pockets (25) at a certain pressure which automatically arises, at which the gap between the peripheral rib (26) and the inner circumference (4) of the hollow roll (1) has a certain size, and the supplied hydraulic fluid flows off in an equal quantity per time unit, and, if tempered correctly, also exchanges equal thermal quantities with the hollow roll (1).

In Fig. 1, all support elements are switched in parallel and supplied with the same pressures. However, normally, to influence the line pressure, pressures are supplied to groups of support elements (14, 14'), or separate pressures are even supplied to each of these support elements (14, 14'). Therefore, the supply lines (38 and 46) are only shown symbolically as one single line, but, in practice, may also consist of several lines leading to individual groups of support elements, or individual support elements to which different pressures are supplied in the supply unit (V).

The hydraulic fluid which is supplied to the individual support elements (14, 14') emerges over the peripheral rib (26) of the support elements (14, 14') into the intermediate space (7) between the crosshead (3) and the inner circumference (4) of the hollow roll (1) and is then suctioned off by the pump (11) from there via the line (8) and recycled into the storage tank (9).

In Figs. 4 and 5, two configurations of the supply unit (V), which is only suggested in Fig. 1, are represented in detail. To the extent that functionally corresponding parts are present, the reference numbers were kept identical.

In the supply unit (V') in accordance with Fig. 4, one single quantity-regulated pump (12) is provided which also delivers an even amount of hydraulic fluid at all pressures per time unit. In the configuration example, the supply line (46) is directly connected to the pump (12) and does not contain any additional flow-affecting elements. From the supply line (46), a line branch (13) leads to a pressure-reducing valve (15) to which the supply line (38) is connected which supplies the cylinder chamber (39). The pressure-reducing valve (15) reduces the pressure at a specific adjustable ratio in the line (46) which is connected on the pressure side of the pump (12) and, essentially, hydrostatically supplies the cylinder chamber (39) with it. For its function, the pressure-reducing valve requires a lower volumetric rate of flow of fluid throughput which can be guaranteed by the leakage hole on the piston (35) or a specially provided auxiliary channel in the shape of a throttle bore (43) which

leads from the cylinder chamber (39) into the intermediate space (7) between the crosshead (3) and the hollow roll (1).

The supply lines (38 and 46) are connected with each other by a connecting line (45) which enters the supply line between the pressure-reducing valve (15) and the ring piston (35). A check valve (16) is provided in the connecting line (45) which blocks against the supply line (38). /6

It is ensured that, in the normal operation, the pressure in the supply line (46) is always greater than in the supply line (38). This can be achieved by appropriately measuring the diaphragms in the throttle channels (23). Therefore, the check valve (16) remains shut in the normal operation.

If the supply line (46) (or the pump (12)) breaks, however, the pressure drops immediately and becomes lower than the pressure in the supply line (38) which is still present at its full level at that moment. As a result, the check valve (16) opens. As a result, no more pressure is present "behind" the pressure-reducing valve (15) either. A pressing of the support element (14') against the inner circumference (4) of the hollow roll (1) under high pressure with pressureless bearing pockets (25) is avoided in this manner. In the event of a break in the line branch (13), the situation is the same as with a break in the supply line (46). In the event of a line (38) break, the contact force is eliminated, and no damage can occur.

In the supply unit (V@) in accordance with Fig. 5, a quantity-regulated pump (12) is again present, whereas, this time, however, the

supply line (38) exhibits a separately controllable pump (48) of its own, however. The supply line (38) leads directly from the pump (48) into the cylinder chamber (39) and does not contain any additional flow-affecting elements, just like the supply line (46). The supply lines (38, 46) are connected by a connecting line (45) with a check valve (16) which blocks against the supply line (38). In the event of a break in the supply lines (46 or 38), the same safety function results as in the configuration in accordance with Fig. 4, i.e., the support element (14') cannot be pressed against the inner circumference (4) of the hollow roll (1) without bearing pocket pressure.

Patent Claims

1. Deflection-controllable roller (100) with a revolving hollow roll (1) constituting the working roller's circumference (2) and with a reversible crosshead (3) which reaches through it lengthwise while keeping a distance from the inner circumference (4) of the hollow roll (1) all the way around,

with several hydrostatic support elements (14, 14') which are lined up along the crosshead (3) which are radially displaceable on the crosshead (3) under the pressure of hydraulic fluid in, at least, one piston/cylinder unit (28, 18/35, 28) which exhibit bearing pockets (25) that have edges all the way around on their contact surfaces (24) which can be brought into contact with the inner circumference (4) of the hollow roll (1),

with a first supply line (38) to a cylinder chamber (39) of the piston/cylinder unit of each support element (14, 14') which is shut with the exception of the supply line (38),

and with a supply unit (V) for the separate supply of the supply lines (38, 46) with hydraulic fluid, characterized in that,

the pressure in the additional supply line (46) to the respective support element (14, 14') is greater than the pressure in the supply line (38) to the cylinder chamber (39), and that, between the first and second supply lines (38, 46), a connecting line (45) is provided with a check valve (16) which blocks in the direction towards the first supply line (38) directly in front of the piston/cylinder unit or the throttling channels (23). /7

2. Roller, in accordance with Claim 1, characterized in that, the supply unit (V') only includes one single pump to which both supply lines (38, 46) are connected,

that the pump (12) is a quantity-regulated pump,

and that a pressure valve (15) is provided in the supply line to the cylinder chamber (39).

3. Roller, in accordance with Claim 2, characterized in that a throttling auxiliary channel (43) is provided in the support element (14, 14') which starts out from the cylinder chamber (39) and enters into the intermediate space (7) between the crosshead (3) and the inner circumference (4) of the hollow roll (1).

4. Roller, in accordance with Claim 1, characterized in that the supply unit (V@) includes two pumps (48, 12) which are connected to the lines (38 or 46) and which are separately controllable.

5. Roller, in accordance with any of the Claims 1 to 4, characterized in that the pressure in the additional line (46) amounts to, at least, double the pressure in the cylinder chamber (39).

Accompanied by 2 page(s) of drawings.

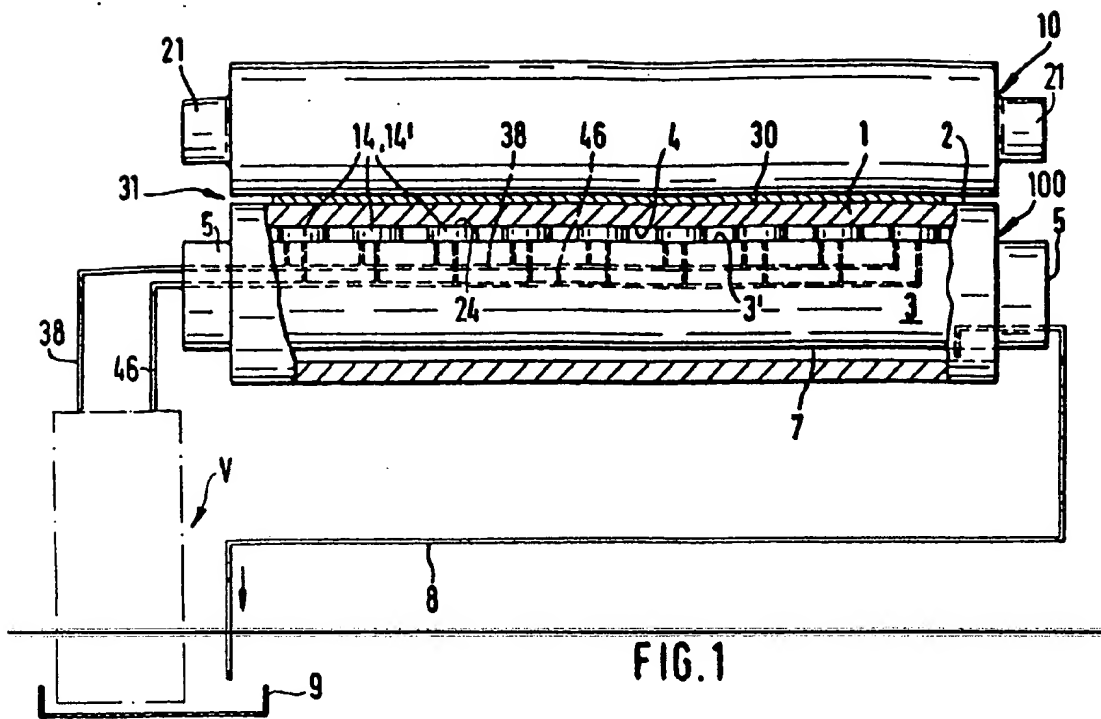


FIG. 2

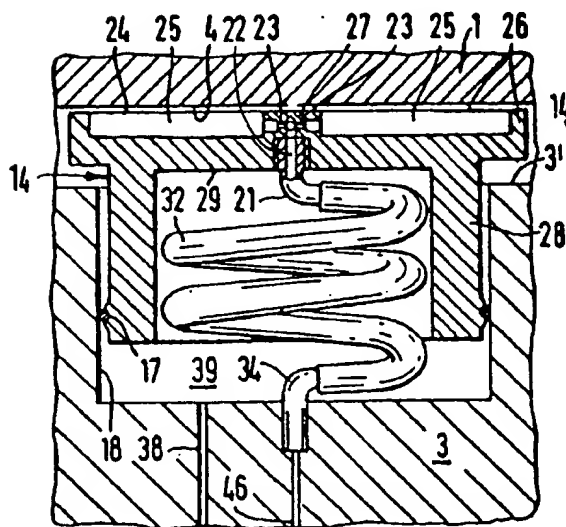


FIG. 3

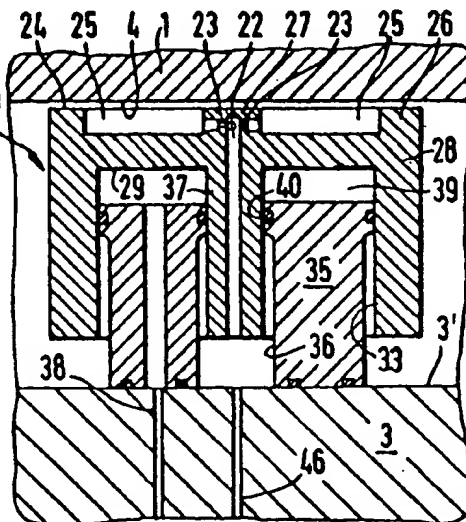


FIG. 4

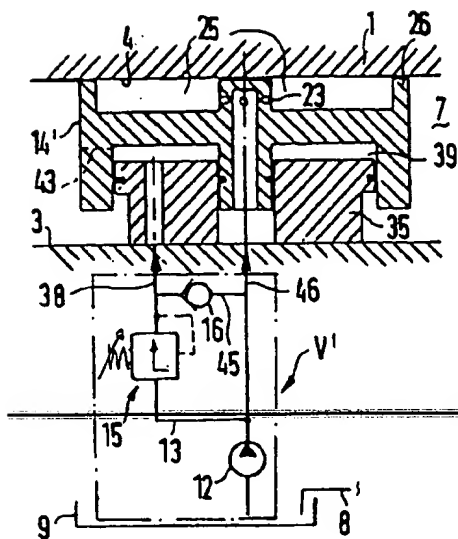


FIG. 5

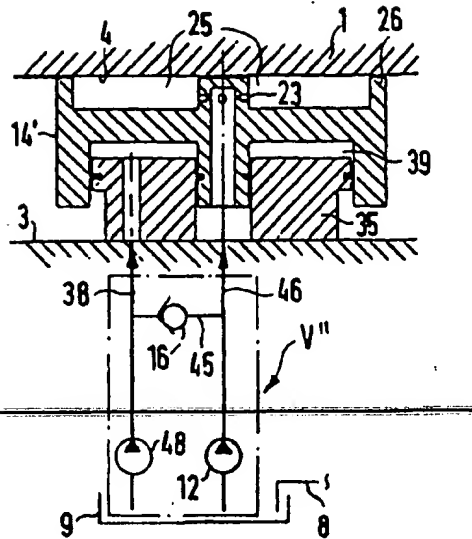


FIG. 6

